水撃現象を活用した多段パルスウォータージェット発生システム*

山根 浩二^{*1}, 松田 哲^{*2}
嘉数田 隆昌^{*2}, 河崎 澄^{*1}

Multiple Water Jetting System by Means of Water Hammer

Koji YAMANE^{*3}, Satoru MATSUDA,
Takaaki KASUDA and Kiyoshi KAWASAKI^{*3} Department of Mechanical Systems Engineering, The University of Shiga Prefecture,
2500 Hassaka, Hikone-shi, Shiga, 522-8533 Japan

We developed a multiple pulsed water jetting system by means of water hammer in a convergent pipeline caused by strong spool acceleration. In the present study, the computer simulation of pump-line-nozzle system demonstrated that an operation and the injection pressure are satisfactory as a multiple water jetting system. The triple jetting was obtained by single operation signal for the electromagnetic pilot valve system at an optimum orifice diameter in oil paths in present system. In experiments, the piercing time of work by water jet was reduced by triple jetting at the same stand-off distance between nozzle outlet and work.

Key Words: Fluid Power Systems, Water Hammer, Water Jetting, Pipe Line, Pressure Wave

1. まえがき

水噴流の持つ速度エネルギーを利用するウォータージェット技術は、熱の影響を嫌う食品などの切断に適用され急速に普及している。水噴流を加工用工具として利用する場合、水噴流は定常噴流と非定常流に大別される。同一噴射速度において、後者は前者よりもターゲットに作用する衝突圧力が数倍高くなる^①。これは、ターゲットに衝突する際に生じる水撃作用によるもので、水噴流の非定常化（パルス化）がウォータージェット加工に有効であることを示している。水噴流のパルス化の方法としては定常噴流を機械的に遮断する、ピストンの衝突や火薬の爆発力を利用する方法^②などが考案されているが、ノズル形状の複雑化やノズルの耐久性の問題から試験的に使用されているものの実用化には至っていない。

これまでに著者らは、スプール油圧加速式のディーゼル機関用高圧燃料噴射装置の原理を応用したパルス式高圧ウォータージェット加工システムを開発し、本装置が図1に示されているような非加熱軟質材料の

自在加工^③に有効であることを明らかにしている。しかし、加工時間の短縮あるいは適用材料の拡大のためには、本装置の加工能力を向上させる必要がある。

そこで本研究では、計算機シミュレーション^④によって系の一回の起動によって複数の圧力ピークを有する多段噴射の発生条件を調べ、さらに実機によってこれを実現し、その有効性を実験的に明らかにした。

2. パルスウォータージェット発生装置

高圧パルスジェット発生装置の主要緒元を表1に、構成図を図2に示す。本装置のポンプ部は自由ピストン方式のスプールおよびプランジャ、アキュムレータ、系の起動用の電磁パイロット弁（EMPV）、およ

Fig.1 Stencil cutting of Lake "BIWA" from natural sponge rubber by using the present water jetting system

* 原稿受付 2004年4月23日。

^{*1} 正員、滋賀県立大学工学部(〒522-8533 彦根市八坂町2500)。^{*2} 学生員、滋賀県立大学工学部。

E-mail: yamane@mech.usp.ac.jp

Fig.2 Schematic illustration of pulsed water jetting system

び噴射圧力調整用のシャトル弁から主に構成される。このポンプ部は縮小管および直管を介してディーゼル機関用の単孔ホール型自動ニードル噴射弁に連結されている。また、二台のパワーソースによって縮小管内には噴射流体として水道水が、スプール前後の圧力室には作動流体として JIS2 号軽油が約 12MPa で供給され、スプールおよびプランジャ（可動部）は静止状態にある。

本装置の動作方法は次のようになる。EMPV を開弁するとスプール前後の圧力均衡が崩れ、可動部が前方に移動し、圧力室 2 と大気圧下のシャトル室が連通する。急激な作動油の流出により圧力室 2 は減圧され、アクキュレーターの蓄圧力によって可動部が急加速される。プランジャ前面の縮小管入口部には水撃による圧力波が発生し、管路内を伝播しながら増圧して噴射弁に達すると高圧噴射が行われる。

シャトル弁が制限揚程に達すると可動部は停止し、プランジャとスプールは管路内の高圧およびオリフィス 2 から圧力室 2 に流入する作動油の油力を受けて逆行を行う。スプールが着座して圧力室 2 とシャトル室の連通路が塞がれると、シャトル弁が復帰して初期位置に戻る。以上の噴射工程を数 Hz～十数 Hz の周期で行うことで断続的にパルスジェットを噴射できる。

3. 加工能力の向上の方法

噴流の破壊力を高めるには、一般的に水に研磨材を添加するアブレシブジェットが用いられる。高い切削

Table1 Main specifications of the present system

Spool	17 mm(O.D.) (Ceramics;SiN ₂)	Accumulator	8.8 MPa(Discharge Pres.) (Nitrogen charged)
Plunger	6.5 mm(O.D.) (Ceramics;SiN ₂)	Covergent-Pipeline Part	6.5 to 1.6 mm(I.D.) 615 mm(Length)
Shuttle Valve	24 mm(O.D.) (Teflon)	Straight Pipeline Part	1.6 mm(I.D.) 400 mm(Length)
Electromagnetic-Pilot Valve	0.2 mm (Max.Lift) 20A (Peak Current)	Water&Oil Power Source	12.0 MPa
Injection Nozzle	0.26 mm(Orifice Dia.) 0.9 mm(Orifice Length)	Flow Control	4 mm(Max.) Orifice Diameter

Fig.3 Improvement strategy for reduction of cutting time

力が得られるため金属など硬質材料の切断に利用されるが、添加物を併用するため使用後の固液分離の問題や使用用途が制限されてしまう。したがって、被加工

物に拘わらず、清水を使用するには噴流の破壊力を高めることが望ましい。

図3は本装置において考えられる加工能力の向上方法を模式的に示した図である。ここで p : 噴射圧力、 h_z : 噴射弁ニードル揚程、 l_k : EMPV の起動信号をそれぞれ表す。本装置は(a)のように高压パルスジェットを断続的に発生させるもので、(b)のように単位時間当たりの噴射回数 (f : 噴射周波数) を増すことで装置の加工力を高めることができる。この方法は簡単であるが、シャトル弁など可動部の復帰時間によって f が制限される他、摺動部など系への負担が大きくなる。一方、(c)は噴射周波数が(a)と同じであるが、噴射圧力のピーク数 n を増やしたもので、プランジャの加速によって管路内に発生した圧力波の反射波を活用することで実現できる可能性がある。この方法では被加工物に対する噴流あるいは液滴の衝突頻度が増加するため加工力が高く、系への負担も増加しない。以降、この噴射パターンを多段噴射と呼ぶこととする。

4. 計算機シミュレーションによる予測

多段噴射は1噴射当たりの圧力ピーク数を増加させた長期間噴射である。これを実現するためには管路内に発生させた圧力波を複数回に渡って利用する必要がある。通常はプランジャの素早い逆行により、圧送された水が吸い戻され、管路内圧力は速やかに低下する。ここでプランジャの戻りを意図的に遅くすれば圧力波は吸収されることなく管路内を往復するはずである。そこで付録に示す計算方法⁹によって、多段噴射の発生を予測した。計算は実機に基づく条件を用い、スプールやプランジャの動作に関するオリフィス 1

(a) $R_{01} = 50\%$, $R_{02} = 50\%$ (b) $R_{01} = 10\%$, $R_{02} = 20\%$

Fig.4 Computed result of the courses of pressure in nozzle, p , nozzle needle-lift, h_z , lift of EMPV and plunger, h_M , h_P

および 2 の開度 (R_0 : 通路断面積に対する開口面積の割合) を変化させて噴射特性の変化を調査した。図 4 に噴射弁内ギャラリ圧力 p_N 、噴射弁ニードル揚程 h_z 、EMPV 揚程 h_M 、プランジャ揚程 h_P の計算結果の一例を示す。図において、オリフィス 3 の開度 R_{03} は 50% 一定とした。ここで h_M : EMPV のリフト、 h_P : プランジャリフトである。また、図 5(a)(b)には、図 4(b)の条件において、プランジャ出口からノズル内までの管路内を圧力波が伝播するようすを、各管路毎の圧力波の時間経過および管路内の圧力プロファイルの時間経過として表示している。

(a) Time history of pressure wave for each position

(b) Pressure wave profile in pipeline for each time

Fig.5 Computed results of pressure wave propagation in a convergent pipeline

まず、図4において、(a)は通常の噴射パターンを示しており、プランジヤは速やかに初期位置へと戻っている。ところが、(b)のようにオリフィス1および2を絞ることによってプランジヤの戻りが緩やかになり、発生する圧力波の数が増加することがわかる。また、オリフィスを絞るとアキュムレーターの蓄圧力がオリフィス1から逃げることなくスプールの加速に使用されるため圧力ピーク値も高くなる。さらに、プランジヤの逆行時には、圧力室1から2へ作動油が流出できず流体の圧縮抵抗が強まるほか、オリフィス2からの作動油の流入が制限されるため十分な復帰力が得られず戻りが緩やかになる。

図5から、管路内では、まず60MPaほどのピーク値をもつ最初の圧力波(図(a)中の記号A)が管路のノズル側へ向かって伝播する間に増幅し、起動開始の時刻 $t = 13\text{ms}$ 時に約140MPaのピーク値をもつ圧力波(A)となっている。その圧力波はプランジヤ側へ戻り、プ

ランジヤ全面で反射し圧力波(B)として再びノズル側へ伝播し増幅して、高い圧力波(B)となる。その後、それが再びプランジヤ側へ戻った発生した反射波(C)がノズル側で圧力波(C)となっている。

以上の結果から、オリフィス1および2を絞り意図的にプランジヤの戻りを遅くすれば管路内の圧力波はプランジヤの吸い戻しで吸収されることがなく反射し、ノズル側で多段となって噴射されることが明らかになった。なお、オリフィス1および2の絞りのみを種々に変更して噴射特性を調べた結果、オリフィス1および2は、それぞれ全開の10%および20%まで絞ると図4のような3段噴射が可能であることがわかった。

5. 実証試験

5.1 実験方法

本研究では、試験片の穿孔実験および噴流の衝撃力計測を行い、提案する多段噴射の効果を実証した。図6は実験に用いた計測装置、試験片、試験片固定台、衝撃力計測系などのレイアウトを示す。

5.1.1 金属薄板の穿孔実験

噴流の破壊力に対する多段噴射の影響を調べるために、試験片の穿孔実験を行った。試験片は厚さ0.3mmのアルミニウム合金板であり、これをφ5mmの吹き抜け穴を設けたテーブルに固定し、噴射周波数 $f_i = 5\text{Hz}$ 一定で連続噴射を行い、噴流が試験片を貫通するまでの時間をストップウォッチを用いて目視計測した。実験中はノズルホルダ入口圧力 p_N 、噴射弁ニードル揚程 h_z 、EMPVの起動信号 I_K を計測した。 p_N はピエゾ式圧力変換器 (AVL製QL61D型、固有振動数: 220kHz、

Fig.6 Schematic illustration of experimental setup

Fig.7 Experimental results of the courses of pressure in nozzle inlet, p_N , nozzle needle-lift, h_z and input signal for EMPV I_K at single, double and triple injections

最大測定圧力：200MPa，直線性： $< \pm 0.8\%$ ，感度：241pC/0.1MPa）およびチャージアンプ（Vibro-meter 製 LPC630 型）により、 h_z は渦電式非接触変位計（電子応用製 PU-05 型）を使用し、これらの信号をデジタルオシロスコープを介してパーソナルコンピュータに取り込み記録した。また、デジタルスチルカメラ（ニコン製 D1 型）を用いて試験片の表面写真を撮影した。

5・1・2 噴流衝撃力の動的計測

多段噴射の効果を定量的に評価するために噴流の衝撃力の計測を行った。計測は水晶圧電式センサ（キスラー製 9331B）およびチャージアンプ（キスラー製 5011B10Y26）を用いて単噴流の衝突信号をデジタルオシロスコープに取り込んだ。サンプリング周波数は 200kHz である。

以上の実験を 1 段，2 段，および 3 段噴射について，スタンドオフ距離（ S_d ：噴射弁先端から試験片表面までの距離）を 5mm から 50mm まで変化させて行った。

5・2 実験結果および考察

図 7 に穿孔実験を行った際の噴射弁入口圧力 p_N ，噴射弁ニードル揚程 h_z および EMPV の起動信号 I_k を示す。図の(b)および(c)では、一度の起動信号に対して複数回噴射されていることがわかる。これらの多段噴射は数値計算による予測の通り，オリフィス 1 および 2 をともに絞ることで実現することができた。なお，本実験では噴射段数の影響を比較するため，オリフィスの他にシャトル弁の制限揚程も調節してノズル入口内圧力 p_N の一次ピーク値を一定にした。これらの噴射パターンによる穿孔実験の結果を図 8 に，噴流衝撃力の一例を図 9 に示す。

図 8 から噴射段数が増えるほど穿孔時間 t_p が短縮されることがわかる。特に，噴射弁と試験片までの距離が短い $S_d=5\text{mm}$ では， t_p の短縮効果が著しく 3 段噴射では 1 段噴射の 4 割程度になる。また $S_d=5\text{mm}$ ，10mm において t_p が大きく短縮されるので， t_p は横這いになり， S_d の影響を受け難くなる。つまり，高さが変化する凹凸形状の被加工材料に対しても， S_d に合わせて速度を変化させる必要が無く，一定の速さで切断加工が行えるといった利点がある。

図 9 によれば，噴射圧力パターンに類似した噴流衝撃力波形が計測されており， S_d の増加に伴い高周波振動が上乗せされることが確認できる。噴射弁より噴射された連続流は周囲空気をエントレインすることで乱れ，液滴・液塊となって被加工物に衝突するため，連続流による信号に高周波振動が上乗せされる。なお，その振幅が大きいほど局部の圧力変動が大きく被加

Fig.8 Effect of number of injection, n , in piercing period for different stand-off distance

Fig.9 Histories of impulse force at single, double and triple jetting

Fig.10 Photos of test-piece front face at piercing

工物を破壊し易い。また、多段噴射の場合には $Sd = 30\text{mm}$ 以上において、噴流衝撃力の 2 つ目の凸部に激しい上下振動が確認される。これは噴流の速度差により、1 段目の噴流の後期に 2 段目の噴流が追いつき、先の噴流が加振された結果、微細化が促進されて液滴の衝撃効果が高まったと考えられる。

図 10 は穿孔実験と同様の方法で、厚さ 0.5mm のアルミニウム合金板に一定時間 t だけ水噴流を衝突させた際のアルミニウム合金板表面の写真である。これによると Sd によって壊食痕の形状が大きく異なることがわかる。(a) の $Sd = 5\text{mm}$ の場合には噴流がアルミニウム合金板表面にクラックを発生させ、時間経過と共にこれを押し広げる形となっている。つまり、材料の破壊が連続噴流の衝突時間に強く依存すると言える。

一方、(b) の $Sd = 50\text{mm}$ と噴流の微細化が十分に進む場合、その壊食痕は液滴の衝突によって生じる多数の壊食ビットが蓄積することで形成される。この場合では、材料の破壊が液滴の衝突頻度に強く依存すると言える。なお、(a) および (b) ともに 3 段噴射を行った方が壊食痕は大きく、深い形状となった。

以上の結果から、多段噴射が噴流破壊力の向上に有効であること、多段噴射の材料破壊への作用は Sd によって異なることが明らかとなった。 $Sd = 5\text{mm}$ のように水柱としてターゲットに衝突する場合には、単位時間当たりの噴射回数（期間）の増加によって噴流圧

力が集中的に作用するため掘削効率が向上したと考えられ、 $Sd = 50\text{mm}$ のように液滴・液塊としてターゲットに衝突する場合には、噴射量の増加に加えて噴流の加振が起こるため微細化が促進され、液滴の衝突頻度が高まったものと考えられる。なお、 $Sd = 40\text{mm}$ 以上になると空気抵抗により多段噴射の三段目による t_p の短縮効果は小さくなる。また、多段噴射の作用が変化する遷移点はおおよそ $Sd = 20\text{mm}$ 付近であると推察される。

6. まとめ

本研究では、管路内の水撃現象を活用したパルスウォータージェット発生装置の加工能力を向上させる手段として、噴流破壊力を高める多段噴射を提案し、実現の可能性およびその効果を確認するために、計算機シミュレーションおよび実機試験を行った。これより以下の知見を得た。

- (1) 系への作動油の流入、流出量を調整するオリフィス 1 および 2 を絞り、プランジャの復帰速度を意図的に緩やかにすることによって、管路内の反射波を複数回利用した多段噴射を実現できる。
- (2) 厚さ 0.3mm のアルミニウム合金薄板を対象に穿孔実験を行った結果、スタンドオフ距離 $Sd = 5\text{mm}$ において 2 段噴射で 70%、3 段噴射で 40% 程度まで穿孔時間を短縮できる。
- (3) Sd は噴流構造を決定付ける重要な要素であり、 Sd によって材料の破壊機構が異なる。 Sd が小さい場合には、掘削作用が優勢に働き、多段噴射によってこれが強調される。 Sd が大きい場合には液滴の衝撃作用が優勢となり、多段噴射によって液滴の衝突頻度が増加する。
- (4) $Sd = 20\text{mm}$ では穿孔時間の短縮効果が低下する。これは噴流の非連続構造への遷移域にあたり、これ以降では液滴の衝撃効果が連続流の掘削作用を上回る。

参考文献

- (1) 日本ウォータージェット学会編、ウォータージェット技術辞典、(1993)、57-68.
- (2) G. Atanov and A. Semko, Mechanics of the Powder Hydro-Cannon with the Regard of Wave Processes While Powder Burning, Proc. of 9th American Waterjet Conference, Vol.1, (1997), 431-440.

- (3) 山根浩二・松田哲, 高圧パルスウォータージェットによる精密切抜き加工, ウォータージェット技術年次報告会概要集, (2002-11), 17-24.
- (4) 山根浩二・嶋本譲, スプールの油圧加速を利用したパルス式高圧ウォータージェット加工システム, 噴流工学, Vol.18, No.1 (2001), 23-29.

付 録

計算機シミュレーションのための基礎方程式は, 系の各部の圧力と流量, および可動部の運動をそれぞれ微分方程式で表現し, 噴射管は慣性および容積からなる集中定数系で近似し, これを常微分方程式で記述する. p は圧力, V は容積, q は流量を表し, 添字により場所を区別する. 流量は噴射管部とノズル室部に分けて考える. 各部の基礎式は以下の通りである.

a) 圧力

圧力 p は体積弾性率を E , 圧縮量を δ とすると

$$p = E \frac{\delta + |\delta|}{2V} \quad \dots\dots (1)$$

このように表現すれば, $\delta < 0$ の場合に圧力 p は 0 になり, 液柱分離による空洞の発生を考慮できる.

ここで, 流体の密度 ρ および体積弾性率 E は次式のような圧力 p の一次関数とする.

$$\rho = \rho_0 + C_1 p, \quad E = E_0 + C_2 p \quad \dots\dots (2)$$

ただし, $C_1 = 0.367 \text{ kg/m}^3/\text{MPa}$, $C_2 = 9.293 \text{ MPa/MPa}$ とし,

E_0, ρ_0 は $p = 20 \text{ MPa}$ における値である.

b) 流量

噴射管部 (縮小管部) では, 分割数 n の慣性および容積からなる集中定数系で近似する. L/n の長さを持つ i 番目の流体柱の運動方程式は i 番目の流量を q_i , $i-1$ 番目と i 番目の管路断面積をそれぞれ A_{i-1} および A_i とすると

$$\frac{dq_i}{dt} = \left(\frac{A_{i-1} + A_i}{2} \right) \frac{n}{\rho L} (p_{i-1} - p_i) - \lambda \frac{\bar{u}^2}{2d} \left(\frac{A_{i-1} + A_i}{2} \right) \quad \dots\dots (3)$$

ここで, $\bar{d}, \bar{u}$ は液体柱の直径および平均流速, λ は管摩擦係数であり, 管路内定常流のレイノルズ数 Re に対する次式によって定める.

$$\lambda = \begin{cases} 64/Re & (Re \leq 1200) \\ 0.316/Re^{0.25} & (Re > 1200) \end{cases} \quad \dots\dots (4)$$

p_i は管路平均断面積を F_L とすると, δ_i と $V_i = F_L \cdot L/n$ より式(1)を用いて求めたものである.

式(1)において, i 番目の容積の圧縮量 δ_i については, 連続の式として次式が成り立つ.

$$\frac{d\delta_i}{dt} = q_i - q_{i-1} \quad \dots\dots (5)$$

ノズル室にはギャラリーおよびサックがあり, この部分の圧縮量 δ_G, δ_S はともに噴射弁ニードルの動きと流体の出入りのみで決まる. すなわち,

$$\frac{d\delta_G}{dt} = q_n - q_S - (F_N - F_M) \Delta h_z \quad \dots\dots (6)$$

$$\frac{d\delta_S}{dt} = q_S - q_B - F_S \Delta h_z \quad \dots\dots (7)$$

となる. ここでは q_n はギャラリーへの流入流量, h_z は噴射弁ニードル揚程, F_N, F_M はノズル各部の断面積, F_S は弁座面積を表す.

また, ギャラリーからサックへの流入量 q_S およびサックから外部への流出量 q_B , すなわち噴射率は差圧が負の場合にも考慮すると次のようになる.

$$q_S = c_f F_{SS} \frac{p_G - p_S}{\sqrt{\frac{\rho}{2} |p_G - p_S| + \varepsilon}} \quad \dots\dots (8)$$

$$q_B = c_f F_0 \frac{p_S - p_B}{\sqrt{\frac{\rho}{2} |p_S - p_B| + \varepsilon}} \quad \dots\dots (9)$$

ここで p_G, p_S は式(1)より求まるギャラリーおよびサックの圧力, p_B は背圧, すなわち, 加工時の大気圧力などである. F_{SS} はニードル先端部と弁座の隙間の実効面積で, F_0 は噴孔総面積である. C_f は流量係数である. また, 分母の ε は正の微小数であり, これにより圧力差が極めて小さいときに生じる計算の不安定性を避けた. 実際の流れでは, これは層流抵抗に相当する.

c) 縮小管

従来の研究結果から, 縮小管の形状は距離 x に対して次式の指数関数形とした.

$$A_x = A_p \exp\left(-\frac{2bx}{L_i}\right) \quad \dots\dots (10)$$

ここで, A_p はプランジャ断面積, b は定数, L_i は縮小管全長である.

d) スプールおよびプランジャ

スプールおよびプランジャは一体で運動するものとして扱い、圧力室 1 および 2 とプランジャバレル内の圧力による力 F_p 、スプールがシャトル室と連通した際に生じる流体力（反力） F_R 、および摺動面に働く摩擦力 F_f を受ける。また質量 m は、スプール、プランジャおよび流体の移動質量からなり、運動中は流体の流出のため移動質量が時間変化する。

$$\frac{d(m\dot{h})}{dt} = F_p - F_R - F_f \quad \cdots \cdots (11)$$

ただし、 $\dot{h}$ はスプールおよびプランジャの速度を表す。

e) アキュムレーター

アキュムレーターには窒素ガスを封入した金属ベローズ式を採用し、その内部のガスの状態変化を断熱膨張・圧縮過程として以下のように表した。

$$\Delta V = V_1 p_1^{1/\gamma} \frac{p_2^{1/\gamma} - p_3^{1/\gamma}}{(p_2 p_3)^{1/\gamma}} \quad \cdots \cdots (12)$$

ただし、 ΔV はアキュムレーターから圧力室 1 への吐出力、 V_1 は p_1 のアキュムレーターベローズ内のガスの体積、 p_1 、 p_2 、 p_3 はそれぞれガス封入圧力、アキュムレーター最低作動圧力および最高作動圧力、 γ はガス

のポリトロプ指数であり、 p_1 と p_2 との間でアキュムレーターが繰り返し作動する。

f) 圧力室

プランジャバレル、シャトル室、圧力室 1 および 2 における圧力の算出は、各室内の容積の圧縮量 δ から算出する。例えば、プランジャバレル内の圧縮量を δ_p とすると連続の式は

$$\frac{d\delta_p}{dt} = A_p \dot{h}_p + q_s - q_l - q_L \quad \cdots \cdots (13)$$

ただし、 q_s 、 q_l 、 q_L はそれぞれ噴射流体入り口ポートからの流入量、縮小管への流入量、プランジャ摺動面からの漏れ量を、 A_p 、 $\dot{h}_p$ はプランジャの断面積および速度を表す。

計算は、管路全長 1 m で管路分割数を 50 とし、以上の多元連立常微分方程式を Runge-Kutta-Gill 法によって 0.01 ms の時間刻みで数値積分して解を求めた。なお、作動流体および噴射流体である水および軽油に用いた定数はそれぞれ次の通りである。すなわち、それぞれ体積弾性係数 E_0 は 2100 MPa および 1530 MPa、密度 ρ は 998 kg/m³ および 837 kg/m³、動粘度 ν は 1.0×10^{-6} m²/s および 4.0×10^{-6} m²/s とした。オリフィス流量係数 c_d は 0.6 とした。